**РОЗДІЛ 4. Конвективний теплообмін в однофазних середовищах**

**4.1. Основні поняття і визначення**

*Конвекція теплоти* здійснюється за рахунок переміщення макрооб'ємів середовища з області з однією температурою в область з іншою температурою. Конвекція протікає спільно з процесом теплопровідності. Поєднання конвекції і теплопровідності, спостережуване в плинних середовищах, називають *конвективним теплообміном*. Тому щільність теплового потоку приконвективному теплообмінірозраховується по формулі*:*

,

де  – щільність теплового потоку при конвективному теплообміні, Вт/м2;

 – щільність теплового потоку при кондуктивном (за рахунок тепло-провідності) теплообміні, Вт/м2;  – щільність теплового потоку за рахунок конвекції плинного середовища, Вт/м2;  – коефіцієнт теплопровідності флюїда, Вт/(м2·К);  – градієнт температур, К/м;  – щільність флюїда, кг/м3;  – швидкість руху флюїда, м/с;  – питома ентальпія флюїда, Дж/кг; T – температура ºC або К.

Таким чином, для розрахунку теплового потоку, передаваного в неізотермічному плинному середовищі, необхідно заздалегідь розрахувати температурне поле і поле швидкості.

*Залежно від причини*, що викликає рух плинного середовища, розрізняють конвекцію при вимушеному русі або *вимушену конвекцію* і конвекцію при вільному русі або *вільну конвекцію*. При *вимушеній конвекції* рух плинного середовища відбувається під дією зовнішньої сили – різниці тисків в потоці, яку створює який-небудь пристрій, що транспортує флюїд, наприклад, вентилятор, насос і тому подібне При *вільній конвекції* рух середовища відбувається без додатка зовнішньої сили, а унаслідок різниці щільності різних об'ємів середовища, яке може виникати із-за змінного поля температури, оскільки щільність . Змінне поле температур викликає змінне поле щільності і, внаслідок цього, в полі земного тяжіння відбувається переміщення мас з різною щільністю (легкі шари піднімаються вгору, важкі опускаються вниз). В цьому випадку говорять про *вільну теплову* або *природну* конвекцію. Відмітимо, що змінна по об'єму щільність плинного середовища може бути створена і шляхом механічного перемішування середовищ з різною щільністю (наприклад, при продуванні рідкої сталевої ванни киснем).

По інтенсивності рухи розрізняють два основні режими течії: ламінарний і турбулентний. Для більшості флюїдів існує і перехідний від ламінарного до турбулентного режим течії.

*Ознаки ламінарного режиму течії:*

— частки середовища рухаються по плавних траєкторіях, що взаємно не перетинаються;

— параметри течії (температура, швидкість, тиск і концентрація домішок) є гладкими функціями координат і часу;

— процес перенесення субстанції (теплоти, імпульсу і маси) здійснюється за рахунок взаємодії мікрочасток середовища (атомів, молекул, іонів і т. п.). Тому коефіцієнти перенесення субстанції (коефіцієнт температуропровідності, коефіцієнт кінематичної в'язкості і коефіцієнт дифузії) є фізичними характеристиками речовини. Коефіцієнти перенесення субстанції для різних речовин визначають експериментально і наводять в довідкових таблицях залежно від температури.

*Ознаки турбулентного режиму течії:*

— частки середовища рухаються по складних, ламаних, взаємно пересічних траєкторіях;

— параметри течії (температура, швидкість, тиск і концентрація домішок) є пульсуючими функціями координат і часу;

— процес перенесення субстанції (теплоти, імпульсу і маси) здійснюється за рахунок взаємодії макрооб'ємів середовища (турбулентних молей). Тому коефіцієнти перенесення субстанції (коефіцієнт температуропровідності, коефіцієнт кінематичної в'язкості і коефіцієнт дифузії) залежать від самого режиму і не є фізичними характеристиками речовини. Коефіцієнти турбулентного перенесення субстанції розраховують по, так званим, *напівемпіричним моделям турбулентності*, вивчення яких виходить за рамки нашого короткого курсу.

Існування ламінарного або турбулентного режиму течії залежить від співвідношення двох сил, що діють в плинному середовищі: сили інерції () і сили тертя (). За умови  має місце ламінарний режим течії і, відповідно, навпаки, при  – турбулентний режим.

**4.2. Диференціальні рівняння конвективного теплообміну**

У загальному випадку однофазне хімічно однорідне плинне середовище характеризується:

1. полем температури – скалярне поле;
2. полем швидкості – векторне поле;
3. полем тиску – скалярне поле

де xi – ортогональна система координат (наприклад, для декартової системи

координат );  – час. При цьому фізичні властивості середовища (щільність, коефіцієнти в'язкості, коефіцієнт теплопровідності) мають бути відомі.

Для розрахунку температури, тиску і, в загальному випадку, трьох складових вектора швидкості необхідно вирішити п'ять диференціальних рівнянь:

— диференціальне рівняння перенесення енергії в плинному середовищі – рівняння Фурье-Кирхгофа;

— три диференціальні рівняння перенесення імпульсу в плинному середовищі – рівняння Навьє - Стокса;

— диференціальне рівняння нерозривності або суцільності.

*Диференціальне рівняння Фурье-Кирхгофа*

У векторному вигляді рівняння перенесення енергії в плинному середовищі має вигляд

,

де  – доданок в правій частині рівняння енергії, який відображає нестаціонарність процесу теплообміну;  – конвективний член рівняння енергії – враховує перенесення теплоти за рахунок руху середовища;  – дифузійний член рівняння – враховує перенесення теплоти теплопровідністю;  – джереловий член рівняння – враховує вступ або спад енергії за рахунок дії внутрішніх джерел або стоків теплоти;  – доданок рівняння енергії, що враховує нагріваючи середовища унаслідок дисипації кінетичної енергії руху за рахунок тертя;  – динамічний коефіцієнт в'язкості; Ф – диссипативна функція;  – доданок рівняння, що враховує зміну енергії флюїда при його стискуванні або розширенні.

Останні два доданки в рівнянні перенесення енергії в значній мірі залежать від швидкості руху і для швидкостей менше 100 м/с, характерних для енергетичних і теплотехнологічних агрегатів, в розрахунках теплообміну не враховуються.

Приймаючи допущення про незалежність фізичних властивостей середовища від температури і відсутність внутрішніх джерел теплоти рівняння Фурье-Кирхгофа набирає вигляду:

,

де  – коефіцієнт температуропровідності плинного середовища.

Відмітимо, що для нерухомого середовища () рівняння Фурье-Кирхгофа переходить в рівняння теплопровідності – рівняння Фур'є.

Для вирішення рівняння Фурье-Кирхгофа необхідно заздалегідь розрахувати поле швидкості, вирішивши рівняння Навьє - Стокса.

*Диференціальні рівняння руху плинного середовища*

*(рівняння Навьє - Стокса)*

Виведення рівняння засноване на законі збереження кількості руху: для фіксованої маси **М** плинного середовища, згідно якому зміна імпульсу дорівнює сумі зовнішніх сил, що діють на об'єм масою **М**.

,

де  - імпульс;  – зовнішні сили, що діють на елементарний об'єм флюїда.

Без виводу запишемо рівняння Навьє Стокса для плинних середовищ з постійною щільністю у векторній формі:

.

В цьому випадку рівняння нерозривності набирає вигляду:



У рівнянні руху плинного середовища всі доданки мають розмірність [Н/кг] і є масовою щільністю сили:  – нестаціонарний член рівняння, що має сенс локальної сили;  – конвективний член рівняння – характеризує силу інерції;  – доданок, що має сенс об'ємної або масової сили (сили тяжіння);  – сила тиску;  – дифузійний член рівняння – характеризує силу тертя.

*Умови однозначності, необхідні для вирішення системи диференціальних рівнянь конвективного теплообміну*

Для виділення єдиного рішення необхідно задати:

— геометрію розрахункової області, її розміри і час процесу;

— фізичні властивості плинного середовища;

— закон зміни внутрішніх джерел теплоти (у окремому випадку );

— початкові і граничні умови.

Початкові умови визначають розподіл температури, швидкості, і тиску в початковий момент часу процесу конвективного теплообміну у всій розрахун-ковій області







Граничні умови для рівняння енергії можуть мати вигляд граничних умов I-го, II-го, III-го і IV-го родів на твердих поверхнях, що обмежують течію. Наприклад, граничні умови IV-го роду в цьому випадку мають вигляд

,

де  – коефіцієнти теплопровідності обгороджувань і флюїда; **n** – нормаль до поверхні, що захищає потік.

Швидкість на твердих, обмежуючих плинне середовище поверхнях, дорівнює нулю через умову прилипання. На вільних поверхнях розрахункової області швидкість має бути або задана, або розрахована в ході ітераційного процесу.

Для розрахунку поля тиску на твердих обмежуючих поверхнях, як правило, задають наступні граничні умови:

.

Аналітичне вирішення системи диференціальних рівнянь конвективного теплообміну з відповідними умовами однозначності доки не отримане. Для моделювання теплообміну застосовують чисельні методи вирішення вищезгаданої системи диференціальних рівнянь. Проте, не вирішуючи систему рівнянь конвективного теплообміну, ми її використовуватимемо при вивченні експериментального методу розрахунку конвективного теплообміну, заснованого на теорії подібності фізичних процесів.

**4.3. Основні положення теорії подібності**

При розрахунку і проектуванні теплообмінних пристроїв, як правило, потрібно розрахувати тепловий потік при конвективній тепловіддачі від флюїда до стінки або, навпаки, від стінки до флюїда. Як ми вже знаємо (див. розділ 1 курсу), в цьому випадку тепловий потік знаходять за законом тепловіддачі, який в 1701 році запропонував великий англійський вчений Ісаак Ньютон

 або 

де  – модуль різниці температур між стінкою (поверхнею теплообміну) і флюїдом, оС (К); Tw – температура поверхні теплообміну (стінки), оС (К); Tf – температура плинного середовища (флюїда) далеко від стінки, оС (К); Q – тепловий потік, Вт; q = Q/F – поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м2; F – площа поверхні теплообміну (стінки), м2; α – середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м2⋅К).

При заданих геометричних розмірах системи теплообміну, температурах стінки і плинного середовища завдання розрахунку теплового потоку зводиться до визначення коефіцієнта тепловіддачі (**α**). Відмітимо, що коефіцієнт тепловіддачі **α** не має фізичного сенсу і виступає в ролі коефіцієнта пропорційності в законі тепловіддачі Ньютона. З аналізу закону Ньютона виходить, що **α** чисельно дорівнює тепловому потоку з 1 м2 поверхні теплообміну при  між стінкою і плинним середовищем в 1оС (К).

Коефіцієнт тепловіддачі знаходять, використовуючи закон Ньютона, визначивши експериментально тепловий потік і різницю температур

.

Проте для складних систем теплообміну необхідно, в принципі, виконати безкінечну безліч експериментів, оскільки коефіцієнт тепловіддачі залежить в загальному випадку від координат, швидкості, температури, фізичних властивостей середовища і т.д.:

.

Для зменшення числа незалежних змінних була розроблена теорія подібності. Теорія подібності також дає правила моделювання і дозволяє розповсюдити результати обмеженого числа експериментів на групу подібних явищ. Теорія базується на трьох положеннях теореми Кирпічева-Гухмана:

1. Подібні процеси повинні мати однакову фізичну природу.
2. Повинна виконуватися подібність умов однозначності, а саме: геометрична подібність, кінематична подібність (подібність швидкостей), динамічна подібність (подібність сил), теплова подібність (подібність теплових потоків).
3. У моделі і об'єкті моделювання (зразку) визначальні критерії мають бути рівні. В цьому випадку рівні і визначувані критерії.

*Критерій –* безрозмірний комплекс, який *характеризує* відношення фізичних ефектів, але не є цим відношенням. Іншими словами критерій є *мірою* відношення фізичних ефектів. *Визначувані* критерії також називають *числами подібності*.

Всі критерії можна розділити на дві основні групи: визначувані і визначальні. Визначувані критерії знаходять з експерименту, а від визначальних критеріїв залежить результат експерименту. Існує і група незалежних критеріїв або параметрів, до яких слід віднести безрозмірні координати і безрозмірний час. Проте в зворотних завданнях конвективного теплообміну безрозмірний час може бути визначуваним критерієм.

Будь-яка комбінація критеріїв є теж критерієм.

Якщо процес течії і теплообміну не залежить від якого-небудь критерію, то цей процес називають автомодельним (незалежним) по відношенню до цього критерію.

*Визначувані критерії конвективного теплообміну*

Хай флюїд (**f**) омиває стінку довільної форми (**w**). Поблизу стінки виникає гідродинамічний і тепловий пограничні шари. Усередині гідродинамічного пограничного шару швидкість флюїда зменшується від швидкості необуреного потоку (**w0**) до нуля на стінці () через умову прилипання. У тепловому пограничному шарі відбувається зміна температури від **T0** – температури за межами пограничного шару до **Tw** – температури стінки. Пограничний шар має складну структуру. Для нас важливо, що в області теплового пограничного шару, що безпосередньо примикає до стінки, теплота передається лише теплопровідністю. Тоді за законом Фур'є:

,

де  – коефіцієнт теплопровідності плинного середовища.

Найчастіше в інженерних розрахунках конвективного теплообміну для розрахунку безрозмірного коефіцієнта тепловіддачі використовують критерій Нуссельта і критерій Стантона (рис. 4.1).



Рис. 4.1. До виведення критерію Нуссельта

Нуссельт характеризує відношення двох форм запису теплового потоку, яким обмінюються флюїд і стінка. Отримаємо число Nu як відношення теплових потоків:

,

де  – щільність теплового потоку конвективною тепловіддачею, що розраховується за законом тепловіддачі Ньютона, а  – щільність теплового потоку кондукцией в теплопровідній частині пограничного шару, що розраховується за законом Фур'є.

Враховуючи, що градієнт температур () прямо пропорційний відношенню () остаточно отримаємо вираження критерію Нуссельта:



де R0 – визначальний або характерний розмір в системі теплообміну;  – коефіцієнт теплопровідності плинного середовища.

Критерій Нуссельта характеризує відношення інтенсивності конвективного теплового потоку (α) до інтенсивності теплообміну кондукцией в шарі плинного середовища поблизу стінки ().

Без виводу запишемо критерій Стантона або Стантон:

,

де  – щільність флюїда, кг/м3; ср – ізобарна теплоємність, Дж/(кг⋅К); Pe – критерій Пекле – критерій теплової подібності.

До групи визначуваних критеріїв також відносять критерій Ейлера (безрозмірну силу тиску) або Ейлер:

,

який характеризує відношення сили тиску до сили інерції або відношення енергії тиску до кінетичної енергії потоку.

*Зауваження.* Формально запис критерію Нуссельта і критерію Біо збігаються. Дійсно:  *–* критерій Біо і  – критерій Нуссельта*.*

Проте можна виділити три принципові відмінності цих критеріїв подібності:

— по-перше, Біо відноситься до групи визначальних критеріїв, а Нуссельт – до групи визначуваних критеріїв;

— по-друге, в критерій Біо входить коефіцієнт теплопровідності твердого тіла, а в критерій Нуссельта коефіцієнт теплопровідності плинного середовища;

— по-третє, визначальні розміри, що входять в обидва критерії, мають різний сенс і різне значення, оскільки характеризують різні розрахункові області теплообміну.

*Визначальні критерії конвективного теплообміну*

Для виведення визначальних критеріїв конвективного теплообміну, запишемо систему диференціальних рівнянь конвективного теплообміну у векторній формі:

;



Задамо *базові* або *визначальні* параметри розрахункової області конвективного теплообміну, які характеризують умови однозначності краєвого завдання конвективного теплообміну:

— визначальний розмір – ;

— час процесу в нестаціонарних задачах конвективного теплообміну – ;

— визначальну температуру – ;

— визначальну швидкість – ;

— тиск флюїда – ;

— фізичні властивості флюїда, узяті з довідника при визначальній температурі ( – щільність,  – коефіцієнт температуропровідності,  – кінематичний коефіцієнт в'язкості).

Критерії теплової подібності отримаємо відношенням всіх доданків рівняння Фурье-Кирхгофа до дифузійного члена рівняння, який моделює перенесення теплоти теплопровідністю або кондукцією. Відношення локального теплового потоку, який характеризує зміну ентальпії елементарного об'єму, до кондуктивного теплового потоку дає:

,

де  – критерій **Фурьє** – безрозмірний час в завданнях теплообміну.

Віднесемо конвективний тепловий потік до кондуктивного теплового потоку і отримаємо визначальний критерій теплової подібності – критерій **Пекле**:

.

Т.ч. критерій Пекле характеризує відношення теплового потоку, переданого конвекцією до кондуктивного теплового потоку в даній розрахунковій області теплообміну.

Критерії гідродинамічної подібності отримаємо відношенням всіх членів рівняння Навьє-Стокса до конвективного члена рівняння, який моделює силу інерції. Знайдемо відношення локальної сили до сили інерції:

,

де  – критерій **гомохронності** (однорідності в часі) – характеризує відношення сили інерції до локальної сили (безрозмірний час в завданнях руху плинного середовища).

Три сили, що стоять в правій частині рівняння Навьє-Стокса (fg, fp, fтр) також віднесемо до сили інерції. Отримаємо:

;

;

.

У наведених вище формулах:

 – критерій **Фруда** або **Фруд** – характеризує відношення сили інерції до об'ємної сили (сили тяжіння або гравітаційної сили);

 – критерій **Ейлера** або **Ейлер** – характеризує відношення сили тиску до сили інерції;

 – критерій **Рейнольдса** або **Рейнольдс** (критерій динамічної подібності) – характеризує відношення сил інерції і сил тертя. За значенням критерію **Re** судить про режим течії флюїда при вимушеній конвекції.

У правій частині рівнянь Навьє-Стокса стоять три критерії: **Fr**, **Eu** і **Re**, з яких два критерії однозначно визначають третій. При моделюванні, як правило, вважають **Fr** і **Re** визначальними критеріями, а **Eu** – визначуваним критерієм.

При вирішенні завдань теплообміну при вільній конвекції швидкість течії флюїда визначити досить складно, тому її виключають з критеріїв подібності і враховують побічно розрахунком гравітаційної сили, що виникає із-за змінного поля щільності в неоднорідному полі температур. В цьому випадку знаходять критерії **Галлілея** (Ga), **Архімеда** (Ar), **Грасгофа** (Gr) і **Релея** (Ra).

Використовуючи правило про те, що комбінація критеріїв є теж критерієм, отримаємо:

,

де **Ga** – критерій Галілея, який характеризує відношення сил тяжіння і сил в'язкого тертя: .

Для обліку вільної конвекції, що виникає із-за змінної щільності в даному об'ємі, помножимо критерій Галлілея (**Ga**) на параметричний критерій  і отримаємо критерій Архімеда:

,

де  – зміна щільності флюїда, а  – значення щільності при визначальній температурі.

Фізичний сенс критерію Архімеда полягає в тому, що він представляє міру відношення підіймальної сили із-за різниці щільності до сили в'язкого тертя.

Якщо змінна щільність середовища виникає унаслідок процесу теплообміну, то  і критерій Архімеда переходить в критерій Грасгофа:

,

де  – модуль різниці температур між стінкою і флюїдом °C (K);  – коефіці-єнт об'ємного розширення флюїда, 1/K.

Т.ч. критерій Грасгофа є приватним випадком критерію Архімеда і характеризує відношення термо-гравітаційних сил і сил в'язкого тертя.

*Зауваження.* Коефіцієнт об'ємного розширення краплинних рідин приведений в довідниках залежно від температури флюїда, а для газів його розраховують по формулі:

,

де  – визначальна температура в Кельвінах!

По величині критерію **Gr** судять про режим течії в завданнях теплообміну при вільній конвекції для конкретного єдиного флюїда.

Для узагальнення експериментальних даних про режим течії флюїдів різної фізичної природи використовують критерій Релея:

,

де  – критерій Прандтля:

.

Критерій **Прандтля** є відношенням двох характеристик молекулярного перенесення імпульсу () і теплоти (**a**) і є фізичним параметром середовища, значення якого наводять в довідниках залежно від температури.

По величині критерію Прандтля (**Pr**) всі плинні середовища можна розділити на три групи:

— Pr << 1 – рідкі метали;

— Pr  1 – гази;

— Pr >> 1 – мінеральні масла і органічні рідини.

*Рівняння подібності*

Функціональний зв'язок між визначуваними та визначальними критеріями називають рівняннями подібності. Для розрахунку безрозмірного коефіцієнта тепловіддачі – критерію Нуссельта в стаціонарних завданнях конвективного теплообміну використовують наступні рівняння подібності:

 – вільна конвекція;

 – вимушена конвекція (ламінарний режим течії);

 – вимушена конвекція (перехідний і турбулентний режими)

де  – середнє по всій поверхні теплообміну значення критерію Нуссельта.

Рівняння подібності отримують в два етапи. На першому етапі будують фізичну модель процесу, дотримуючи правила моделювання, і виконують експеримент на моделі. У моделі і об'єкті моделювання добиваються рівності визначальних критеріїв. Наприклад:  і так далі, де індекс "мод" означає "модель", а індекс "обр" – "зразок" або об'єкт моделювання.

На другому етапі моделювання виконують статистичну обробку результатів експерименту, розраховують коефіцієнт тепловіддачі за законом Ньютона і отримують конкретний вигляд рівнянь подібності або т.з. критерійні рівняння, використовуючи правило теорії подібності:

 або .

При побудові моделі і обробці результатів експерименту у вигляді критерійних формул необхідно задати визначальні параметри, які прямо або побічно входять в критерії подібності. У стаціонарних завданнях конвективного теплообміну до визначальних параметрів відносять: визначальний розмір (), що визначає температуру () і в завданнях вимушеної конвекції – визначальну швидкість (w0). Теорія подібності не дає однозначної відповіді на питання: "Які величини приймати як визначальні параметри?" Тому цю задачу вирішує сам учений – автор критерійного рівняння.

Як визначальний розмір приймають той розмір системи конвективного теплообміну, від якого залежить конвекція. Наприклад, при вільній конвекції біля вертикальних поверхонь логічно прийняти висоту об'єкту (), а при вимушеній течії в трубах – внутрішній діаметр труби ().

Як визначальну температуру, як правило, приймають температуру, яку нескладно виміряти або розрахувати. За визначальну температуру найчастіше приймають середні температури в системі теплообміну (у трубах і каналах, в трубних пучках і так далі) –, температуру флюїда за межами теплового пограничного шару –  і середню температуру пограничного шару – .

Визначальну швидкість знаходять з рівняння нерозривності:

,

де G – витрата флюїда, кг/c;  – щільність, кг/м3; f – площа поперечного перетину для проходу теплоносія, м2.

**Увага!** При використанні критерійних рівнянь визначальні параметри необхідно приймати точно так, як це зробив автор формули. Призначені характерні або визначальні параметри вказують в коментарях до критерійної формули.

Конкретний вигляд функціональної залежності в рівняннях подібності задає учений – автор формули. Для апроксимації експериментальних даних в принципі можна використовувати будь-яку поліномінальну залежність. У літературі як апроксимуючі рівняння застосовують ступеневі функції вигляду:

—  – вільна конвекція;

—  – вимушена конвекція (ламінарний режим течії);

—  – вимушена конвекція (перехідний і турбулентний режими течії),

де с, n, m, k – емпіричні коефіцієнти, які знаходять шляхом статистичної обробки експериментальних даних по методу найменших квадратів;  – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей флюїда від температури;  – поправка, що враховує вплив початкової ділянки стабілізації потоку.

**4.4. Основні критерійні рівняння (довідкові дані)**

Критерійні рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі і фізичні властивості деяких плинних середовищ приведені в довідниках "Розрахунок конвективної тепловіддачі". Нижче приведені фрагменти такого довідника.

**4.4.1. Конвективна тепловіддача при вільному русі плинного середовища**



*Тепловіддача при вільному русі плинного середовища уздовж вертикальної пластини або вертикальної труби (критерійні рівняння В.П. Ісаченко [2])*

За даними професора В.П. Ісаченко:

а) ламінарний режим (103 < Gr·Pr < 109): ;

б) перехідний і турбулентний режими (Gr·Pr 109): ,

де  – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей плинного середовища від температури.

*Визначальні параметри:*

R0 = h – висота вертикальної поверхні;

T0 = Tf – температура плинного середовища далеко від поверхні теплообміну (за межами теплового пограничного шару).

*Тепловіддача при вільному ламінарном русі плинного середовища біля горизонтальних циліндрів (труб) (критерійна формула І.М. Міхєєвой [4])*

Середній коефіцієнт тепловіддачі при ламінарному режимі течії за дани-ми професора І.М. Міхєєвой [4]:

,

де  – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей плинного середовища від температури.

*Визначальні параметри:*

 – температура плинного середовища далеко від поверхні теплообміну (за межами теплового пограничного шару);

 – зовнішній діаметр труби (циліндра).

*Тепловіддача при вільному русі середовища біля вертикальних пластин і труб, горизонтальних пластин і труб і куль (критерійне рівняння М.А. Міхєєва)*

За даними академіка М.А. Міхєєва середній коефіцієнт тепловіддачі при вільному русі плинного середовища біля вищезгаданих тіл можна розрахувати по формулі

,

де коефіцієнти **C** і **n** залежно від режиму течії вибирають з таблиці 4.1.

*Таблиця 4.1*

**Визначення коефіцієнтів C і n залежно від режиму течії**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Режим течії | C | n |
| 10-3 ÷ 5·102 | Перехідний від плівкового до ламінарного | 1,18 | 1/8 |
| 5·102 ÷ 2·107 | Ламінарний і перехідний до турбулентного | 0,54 | 1/4 |
| > 2·107 | Турбулентний | 0,135 | 1/3 |

*Визначальні параметри:*

 – середня температура пограничного шару;

 – зовнішній діаметр горизонтальних труб і куль;

R0 = h – висота вертикальної плоскої поверхні або вертикальної труби;

, де а, b - розміри прямокутної плити. При цьому, якщо поверхня теплообміну обернена вгору, то , а якщо поверхня теплообміну обернена вниз, то .

*Теплообмін при вільному русі плинного середовища в обмеженому просторі*

У вузьких щілинах, плоских і кільцевих каналах, прошарках різної форми середню щільність теплового потоку умовно обчислюють по формулах стаціонарної теплопровідності через плоску стінку, вводячи при цьому поняття *еквівалентного коефіцієнта теплопровідності* [4]:



де εк – *коефіцієнт конвекції* – поправка, що враховує посилення теплообміну унаслідок вільної конвекції [4]: ;

 – табличне значення коефіцієнта теплопровідності плинного середовища.

*Коефіцієнт конвекції визначається величиною критерію Релея:*

а)  при значеннях ;

б)  при значеннях ;

в)  при значеннях .

У наближених розрахунках замість двох останніх рівнянь для всієї області значень аргументів можна застосовувати залежність [4]:

.

*Визначальні параметри:*

 – середня температура плинного середовища;

 – ширина прошарку.

**4.4.2. Конвективна тепловіддача при вимушеному русі плинного середовища в трубах і каналах**



Залежно від значення критерію Рейнольдса існує ламінарний (), турбулентний () і перехідний () від ламінарного до турбулентного режими течії.

*Визначальні параметри для розрахунку критерію Рейнольдса:*

 – середня температура плинного середовища;

- внутрішній діаметр труби;

 - середня по перетину труби швидкість руху флюїда.

*Тепловіддача при ламінарному русі плинного середовища в трубах (Re≤2300)*

При ламінарному режимі руху в прямих гладких трубах і *наявності ділянок гідродинамічної і теплової стабілізації* для точнішої апроксимації експериментальних даних виділяють два підрежими – *ламінарний в'язкісний і ламінарний в'язкісно-гравітаційний*. Ламінарний *в'язкісний* режим течії має місце при числах Релея Ra < 8⋅105, а ламінарний *в'язкісно-гравітаційний* режим при числах Релея Ra  8⋅105.

*Визначальні параметри для розрахунку критерію Релея:*

, де  – середня температура флюїда в трубі;

 - внутрішній діаметр труби.

*А. Ламінарний в'язкісний режим руху флюїда в трубах (R e≤2300; Ra < 8⋅105)*

Середня по довжині тепловіддача визначається по формулі Б.Г.Петухова, отримана при  і 

.

*Визначальні параметри:*

, де  – середня температура флюїда в трубі;

– внутрішній діаметр труби;

 - середня по перетину швидкість руху флюїда.

*Зауваження.* Значення ** вибирають для флюїда при температурі стінки Tw*.* Величина  – поправка на початкову ділянку гідродинамічної стабілізації потоку. Ця поправка вводиться, якщо перед ділянкою труби, що обігрівається, відсутня ділянка гідродинамічної стабілізації:

якщо, то ;

якщо то , де  – довжина труби.

*Визначальні параметри у формулах для розрахунку**:*

 – середня температура флюїда в трубі;

– внутрішній діаметр труби;

 – середня по перетину швидкість руху флюїда.

*Б. Ламінарний в'язкісно-гравітаційний режим руху плинного середовища в трубах (Re ≤ 2300; Ra > 8⋅105)*

Наближена оцінка середнього коефіцієнта тепловіддачі може бути виконана по критерійному рівнянню, отриманому М. А. Міхєєвим [4]:

,

де – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей плинного середовища від температури.

*Визначальні параметри:*

 – середня температура флюїда в трубі;

- внутрішній діаметр труби;

 - середня по перетину швидкість руху флюїда.

Поправочний коефіцієнт  враховує вплив початкової ділянки теплової і гідродинамічної стабілізації потоку:

якщо, то ;

якщо, то значення  визначається по таблиці 4.2.

*Таблиця 4.2*

**Значення при в'язкісно - гравітаційному режимі**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 5 | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 |
|  | 1,9 | 1,7 | 1,44 | 1,28 | 1,18 | 1,13 | 1,05 | 1,02 | 1 |

*Тепловіддача при турбулентному режимі течії (Re > 104)*

Середня тепловіддача при турбулентній течії нестискуваної рідини з чис-лами Pr>0,7 і Re>104 в прямих гладких трубах розраховується по формулі М. А. Міхєєва [4]:

,

де – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей плинного середовища від температури.

Величина  – поправка, що враховує зміну коефіцієнта тепловіддачі на початковій ділянці гідродинамічної і теплової стабілізації:

при >50 =1; при  <50 .

*Визначальні параметри:*

 – середня температура флюїда в трубі;

 – внутрішній діаметр труби;

 – середня по перетину швидкість руху флюїда.

*Тепловіддача при перехідному режимі течії флюїда (2300 ≤Re ≤ 104)*

Перехідний режим характеризується переміністю ламінарної і турбулентної течій. Приблизно коефіцієнт тепловіддачі можна розрахувати по формулі [4]:

,

де – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей плинного середовища від температури; значення комплексу K0 залежить від числа Рейнольдса і приведене в таблиці 4.3; поправка на початкову ділянку  розраховується як і при турбулентному режимі течії флюїда.

*Таблиця 4.3*

**Залежність комплексу К0 від числа Рейнольдса**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Re·10-3 | 2,2 | 2,3 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| K0 | 2,2 | 3,6 | 4,9 | 7,5 | 10 | 12,2 | 16,5 | 20 | 24 | 27 | 30 | 33 |

*Визначальні параметри:*

 – середня температура флюїда в трубі;

- внутрішній діаметр труби;

 - середня по перетину швидкість руху флюїда.

Перехідний режим течії флюїда в прямих гладких трубах також можна розрахувати і по іншій методиці:

,

де  і  - числа Нуссельта, розраховані по формулах ламінарного і турбулентних режимів; γ–коефіцієнт переміжностї, .

*Тепловіддача при русі газів в трубах*

Для газів температурна поправка ≈1, а , а і наведені вище критерійні формули приводиться до вигляду:

ламінарный режим ;

турбулентний режим ;

перехідний режим .

*Тепловіддача при русі плинного середовища в каналах довільного перетину*

Всі наведені вище критерійні формули для розрахунку тепловіддачі в круглій трубі застосовні і для каналів іншої форми перетину (прямокутної, трикутної, кільцевої), при подовжньому обмиванні пучків труб (у трубі великого діаметру розташовано декілька труб меншого діаметру і флюїд рухається уздовж труб), а також при русі рідини, що не заповнює всього перетину каналу. При цьому як характерний розмір слід застосовувати еквівалентний або гідравлічний діаметр

,

де f - площа поперечного перетину потоку, м2; P – змочений периметр потоку (незалежно від того, яка частина периметра бере участь в теплообміні), м.

**4.4.3. Конвективна тепловіддача при вимушеному зовнішньому обтіканні тіл**



*Подовжнє обтікання плоскої поверхні*

Товщина динамічного пограничного шару на відстані **x** від передньої кромки пластини (труби) при течії рідини з постійними фізичними властивостями уздовж плоскої поверхні або уздовж поверхні труби [3]:

 ;  .

*Визначальні параметри:*

T0 = Tf – температура плинного середовища далеко від поверхні теплообміну (за межами теплового пограничного шару);

– подовжня координата;

w0 – швидкість потоку за межами гідродинамічного пограничного шару.

*Ламінарний режим течії*

Місцевий і середній по довжині коефіцієнти тепловіддачі при ламінарній течії флюїда (Re<5⋅105) з постійними фізичними властивостями уздовж плоскої поверхні або труби за даними [1] і [6]:

при Tw=const ;

;

при qw=const 

.

*Турбулентний режим течії*

Місцевий і середній коефіцієнти тепловіддачі при турбулентній течії рідини (Re≥5⋅105) з постійними фізичними властивостями при Tw=const і при qw=const: ;

.

*Визначальні параметри:*

T0 = Tf – температура плинного середовища далеко від поверхні теплообміну (за межами теплового пограничного шару).

– подовжня координата у формулах для розрахунку локального значення Нуссельта;

 – довжина плоскої пластини у формулах для розрахунку середнього значення Нуссельта;

w0 – швидкість потоку за межами гідродинамічного пограничного шару.

*Поперечне обтікання одиночної труби*

Середній по поверхні труби або циліндра коефіцієнт тепловіддачі за [5]:

, ;

, ;

, ;

, ,

де – поправка, що враховує залежність фізичних властивостей плинного середовища від температури.

Поправка враховує звуження потоку в найвужчому перетині каналу (див. рис.4.2) і розраховується по формулі



Поправка **εφ** враховує величину кута атаки набігаючого потоку (кут атаки – кут між вектором швидкості і віссю труби). Значення поправки залежно від кута атаки **φ** приведені в таблиці 4.4:

*Таблиця 4.4.*

**Поправка на кут атаки набігаючого потоку**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φº | 90 | 80 | 70 | 60 | 50 | 40 | 30 |
| εφ | 1,0 | 1,0 | 0,99 | 0,93 | 0,87 | 0,76 | 0,66 |

Для наближеного розрахунку **εφ** запропоновані формули, що апроксиму-ють експериментальні дані:

— за даними [1] ;

— за даними [5] .

*Визначальні параметри:*

T0 = Tf – температура плинного середовища далеко від поверхні теплообміну (за межами теплового пограничного шару).

– зовнішній діаметр труби;

 – максимальна швидкість потоку в найвужчому попереч-ному перетині каналу в обмеженому потоці (див. рис.4.2, а) або швидкість набігання в необмеженому потоці (див. рис.4.2, б).



а) б)

Рис.4.2. Обтікання одиночної труби в обмеженому(а) і необмеженому(б) потоці

*Тепловіддача при поперечному обтіканні трубного пучка*

Середній коефіцієнт тепловіддачі **α3** для третього ряду труб і всіх подальших рядів труб в пучку по напряму потоку флюїда при 103<Re<2⋅105 [3]:

,

де  і  – при коридорному розташуванні труб в пучку (рис.4.3, а);

де  і  – при шаховому розташуванні труб в пучку (рис.4.3, б);

Поправка **εφ** враховує величину кута атаки набігаючого потоку (кут атаки – кут між вектором швидкості і віссю труби) і розраховується по формулах для поперечного обтікання одиночної труби. Точніше значення поправки **εφ** наведено в [3] у вигляді табличних даних (таблиця 4.5).

*Таблиця 4.5.*

**Поправка на кут атаки набігаючого потоку в трубному пучку**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φº | 90 | 80 | 70 | 60 | 50 | 40 | 30 | 20 | 10 |
| εφ | 1,0 | 1,0 | 0,98 | 0,94 | 0,88 | 0,78 | 0,67 | 0,52 | 42 |

Поправка **εs** враховує взаємне розташування труб в пучку:

— для глибинних рядів коридорного пучка

;

— для глибинних рядів шахового пучка

, якщо S1/S2  < 2,

= 1,12, якщо S1/S2  ≥ 2,

де S1 – поперечний крок;

S2–продольный крок труб в пучку.

*Визначальні параметри:*

 – середня температура флюїда в пучку;

– зовнішній діаметр труби;

 – максимальна швидкість потоку в найвужчому попереч-ному перетині пучка, що проходить через осі поперечного ряду труб.

Коефіцієнт тепловіддачі для труб першого ряду по напряму потоку в коридорних і шахових пучках:

.

Коефіцієнт тепловіддачі для труб другого ряду в коридорних і шахових пучках відповідно:

— коридорний пучок ;

— шаховий пучок  ,

де  - коефіцієнт тепловіддачі для труб третього ряду.

Середній коефіцієнт тепловіддачі при обтіканні пучка труб рідиною або газом (Re=103÷2⋅105) залежно від числа рядів по ходу руху флюїда (n≥3):

,

де n2 – число рядів труб по напряму потоку флюїда (рідини або газу).



а)



б)

Рис.4.3. Геометричні параметри шахового (а) і коридорного (б) пучків

**4.5. Алгоритм розрахунку коефіцієнта тепловіддачі по критерійних рівняннях**

Зразковий алгоритм розрахунку коефіцієнта тепловіддачі по критерійних формулах полягає в наступному.

1. Визначають вигляд конвективного теплообміну: вільна або вимушена конвекція і об'єкт, де вона відбувається. Потім в довідковій літературі знаходять критерійні формули даного вигляду конвекції.

2. Згідно вимогам, викладеним в коментарях до критерійних формул, знаходять визначальні параметри:

— визначальний розмір;

— визначальну температуру, по якій з довідкових таблиць знаходять фізичні властивості плинного середовища (ν, λ, Pr і так далі);

— при вимушеній течії рідини в трубах і каналах по інтегральному рівнянню нерозривності розраховують визначальну швидкість течії флюїда.

3. Визначають режим течії середовища:

* при вимушеному русі по критерію Рейнольдса (Re);
* при вільному русі по критерію Релея (Ra)

і уточнюють критерійну формулу залежно від режиму течії.

4. По критерійному рівнянню знаходять безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі – число Нуссельта (Nu) або число Стантона (St).

5. Розрахувавши значення безрозмірного коефіцієнта тепловіддачі, знаходять коефіцієнт конвективної тепловіддачі **α**:

 або .

**РОЗДІЛ 5. Конвективний теплообмін при конденсації пари і кипінні рідин**

Залежно від фазового стану флюїда розрізняють конвективний теплообмін в однофазному середовищі і конвективний теплообмін при фазових перетвореннях, до якого відносять теплообмін при конденсації (перехід пари в рідину) і теплообмін при кипінні (перехід рідини в пару).

Процес теплообміну при зміні агрегатного стану речовини (при конденсації і кипінні) відносять до конвективного теплообміну і розраховують за законом тепловіддачі Ньютона

, (5.1)

де  – коефіцієнт тепловіддачі при конденсації або кипінні рідини, Вт/(м2·К);

F – площа поверхні теплообміну, м2; – різниця температур (температур-ний перепад) між флюїдом і стінкою ºC (K).

Процес конденсації можливий за умови , тому при конденсації перепад температур рівний

 (5.2)

При кипінні, навпаки, температура стінки має бути перегріта відносно температури насичення при даному тиску і, в цьому випадку

 (5.3)

Зміна агрегатного стану речовини відбувається при постійній температурі і характеризується виділенням (при конденсації) або поглинанням (при кипінні) теплоти фазового переходу (прихованої теплоти паротворення для води) – **r**, Дж/кг (див. рис.5.1).

При стаціонарному процесі конденсації або кипіння тепловий потік фазового переходу рівний:

, (5.4)

де Q – тепловий потік від пари до стінки при конденсації або від стінки до киплячої рідини при кипінні, Вт; G – витрата конденсату або парової фази, кг/с.

Порівнюючи формули (5.1) і (5.4) отримуємо основне рівняння розрахунку теплообміну при фазових перетвореннях речовини – рівняння теплового балансу:

. (5.5)



Рис.5.1. Фазова (T, s) – діаграма водяної пари

По рівнянню теплового балансу залежно від постановки завдання знаходять витрату (G), різницю температур () або температуру стінки (Tw), площу поверхні теплообміну (F) і тепловий потік (Q). Оскільки величини, що входять в рівняння теплового балансу (прихована теплота паротворення (r) і температура насичення при даному тиску (Tн)) приймаються за довідковими даними ["Таблиці водяної пари"], то розрахунок тепловіддачі зводиться до визначення коефіцієнта тепловіддачі (). При цьому утворення нової фази на поверхні теплообміну істотно ускладнює розрахунок .

**5.1. Тепловіддача при конденсації пари**

Конденсація – процес переходу пари (газу) в рідкий або твердий стан (десублімація). При конденсації пари виділяється теплота фазового переходу (прихована теплота паротворення), тому процес конденсації нерозривно пов'язаний з теплообміном.

Умови протікання стаціонарного процесу конденсації:

1) температура стінки має бути нижче за температуру насичення при даному тиску ();

2) відведення теплоти від поверхні, на якій утворюється конденсат.

Розрізняють три види конденсації: плівкову, краплинну і змішану. Плівкова конденсація можлива за умови змочування конденсуючоюся рідиною даної поверхні. При цьому конденсат стікає з поверхні теплообміну у вигляді плівки. На поверхнях, що погано змочуються (забруднених), спостерігається краплинна конденсація, при якій конденсат утворюється у вигляді крапель різних розмірів. При змішаній конденсації на різних ділянках поверхні теплообміну одночасно відбувається і краплинна і плівкова конденсація. Інтенсивність тепловіддачі при плівковій конденсації значно нижча, ніж при краплинній із-за значного термічного опору плівки конденсату. У теплообмінних пристроях плівкова конденсація спостерігається значно частіше, ніж краплинна, тому в нашому короткому курсі розглянемо лише розрахунок тепловіддачі при плівковій конденсації.

*Критерій Рейнольдса при конденсації*

Інтенсивність тепловіддачі при плівковій конденсації залежить від режиму течії плівки конденсату, який визначається за значенням критерію Рейнольдса, – *визначальному* критерію гідродинамічної подібності

, (5.6)

де  – середня швидкість течії плівки в даному перетині, м/с; δ – товщина плівки, м;  – кінематичний коефіцієнт в'язкості плівки, м2/с, визначуваний для рідини в стані насичення.

При течії плівки конденсату розрізняють три режими: *ламінарний, хвилевий* і *турбулентний*. Хвилевий режим течії характеризується наявністю хвиль на поверхні ламінарної конденсатної плівки. Експериментально встановлено критичне число Рейнольдса при течії плівки конденсату Reкр ≈ 400. При Re < Reкр спостерігається ламінарний режим перебігу плівки, а при Re ≥ Reкр – хвилевий і турбулентний режими течії.

Отримаємо *визначуваний* критерій при конденсації – безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі. Для цього запишемо рівняння теплового балансу (5.5) для процесу конденсації на вертикальній площині висотою **H** і шириною  (див. рис.5.2):

, (5.7)

де  – площа поверхні теплообміну.

Витрату конденсату знайдемо по рівнянню нерозривності

, (5.8)

де  – щільність плівки, кг/м3;  – товщина плівки, м;  – площа поперечного перетину конденсатної плівки.

Підставляючи значення витрати в рівняння теплового балансу, отримаємо

,

звідки

. (5.9)

Замінивши твір  у формулі критерію Рейнольдса (5.6) вираженням (5.9), остаточно знаходимо:

, (5.10)

де  – динамічний коефіцієнт в'язкості конденсату, Па·с.

Аналізуючи формулу (5.10) можемо зробити вивід, що при плівковій конденсації критерій Рейнольдса є і *визначальним* і *визначуваним* критерієм.

*Зауваження.* Міркуючи аналогічно, нескладно отримати визначуваний критерій Рейнольдса при конденсації на горизонтальній трубі*:*

, (5.10’)

де Dтр – зовнішній діаметр труби.

*Плівкова конденсація на вертикальній поверхні*

Схема руху плівки і тепловіддачі при плівковій конденсації пари на вертикальній поверхні показана на рис. 5.2. Без виводу запишемо формули для розрахунку основних гідродинамічних параметрів плівки і коефіцієнта тепловіддачі при ламінарному режимі течії.

Середня в даному перетині швидкість руху плівки

, (5.11)

де  м/с2 – прискорення вільного падіння; **x** – координата, відлічувана від верхньої точки поверхні, м;  – товщина плівки конденсату в данному перетині

. (5.12)



Рис. 5.2. До розрахунку плівкової конденсації пари на вертикальній поверхні

Локальний коефіцієнт тепловіддачі розраховується по формулі

. (5.13)

де  – коефіцієнт теплопровідності плівки конденсату, Вт/(м·К).

Аналіз формул (5.12) і (5.13) показує, що товщина конденсатної плівки збільшується вниз за течією згідно із законом , а коефіцієнт тепловіддачі – зменшується згідно із законом .

Знайдемо середній по всій поверхні коефіцієнт тепловіддачі



Або обчисливши значення числового коефіцієнта, остаточно отримаємо

. (5.14)

Формула (5.14) запропонована німецьким ученим Нуссельтом в 1916 році і носить його ім'я.

**Увага!** Фізичні властивості рідкої плівки знаходять в довіднику по температурі насичення при даному тиску.

З останньої формули видно, що коефіцієнт тепловіддачі зменшується із збільшенням температурного перепаду згідно із законом . Проте тепловий потік зростає із збільшенням різниці температур , хоча і повільніше, ніж при конвективній тепловіддачі в однофазних середовищах. Дійсно .

Для обліку залежності фізичних властивостей конденсату від температури і хвилевої течії плівки в розрахунок вводять відповідні поправки  і 

, (5.15)

де  – коефіцієнт тепловіддачі, розраховується по формулі Нуссельта (5.14).

Поправку, що враховує залежність фізичних властивостей плівки від температури розраховують по формулі

, (5.16)

у якій  і – коефіцієнти теплопровідності і динамічної в'язкості, знайдені з довідника по температурі насичення (Tн), а  і  – ті ж коефіцієнти, знайдені по температурі стінки (Tw).

Поправка на хвилеве число має вигляд

. (5.17)

*Плівкова конденсація на похилій поверхні*

Середній коефіцієнт тепловіддачі на похилій поверхні (рис. 5.3) розраховується по формулі

, (5.18)

де  – коефіцієнт тепловіддачі, що розраховується по формулі Нуссельта для вертикальної поверхні;  – кут між напрямом сили тягарю і віссю Ox, направленій уподовж поверхні теплообміну.



Рис. 5.3. До розрахунку плівкової конденсації пари на похилій поверхні

*Плівкова конденсація на горизонтальній трубі*

Середній коефіцієнт тепловіддачі при плівковій конденсації на горизонтальній трубі (мал. 5.4) при ламінарній течії плівки конденсату розраховують по формулі Нуссельта, яка в цьому випадку має вигляд

, (5.19)

де dтр – зовнішній діаметр труби, м.

Формула (5.19) справедлива для ламінарного режиму течії плівки, який має місце, якщо виконується умова:

, (5.20)

де  – сила поверхневого натягнення плівки, Н/м, що приймається за довідковими даними при температурі насичення.



Рис. 5.4. До розрахунку плівкової конденсації пари на горизонтальній трубі

*Критерійна форма запису виразів для розрахунку середнього коефіцієнта*

*тепловіддача при плівковій конденсації*

*А. Вертікальная поверхня*

При ламінарном перебігу плівки конденсату, який має місце при Z < 2300 безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі – критерій Рейнольдса рівний

Re = 0,943 Z3/4 (5.21)

де ; H – висота вертикальної стінки або вертикальної труби; Z – приведена висота стінки: ,

у якій  – критерій Галілея.

Для розрахунку процесу конденсації на стінках великої висоти в технічній літературі рекомендують наступну формулу:

, (5.22)

де Prн і Prw - критерії Прандтля, знайдені за довідковими даними для конденсату по температурі насичення і температурі стінки відповідно.

При Z = 2300 з формули (5.22) отримуємо Re = 894/3 ≈ 400 – критичне число Рейнольдса. При Z < 2300 по формулі (5.22) розраховують при плівковій конденсації для ламінарного режиму течії плівки, а при Z > 2300 – для хвилевого і турбулентного режимів.

*Б. Горізонтальная труба*

Критерійні рівняння для розрахунку безрозмірного коефіцієнта тепловіддачі при плівковій конденсації пари на горизонтальній трубі для ламінарного режиму течії () плівки мають вигляд

, (5.23)

де  – критерій Рейнольдса;

Rтр – зовнішній радіус труби;

Z – приведений розрахунковий розмір труби:

. (5.24)

*Чинники, що впливають на процес плівкової конденсації нерухомої пари*

*А. Вплив швидкості руху пари*

Всі вищезгадані формули розрахунку теплообміну при конденсації пари отримані при допущенні малої швидкості руху пари в теплообмінному пристрої. В цьому випадку пару можна вважати нерухомою. Якщо швидкість пари досить велика і потік пари робить вплив на течію конденсатної плівки, то це явище враховують за допомогою поправочного коефіцієнта на рух пари:

,

де  – поправочний коефіцієнт, розрахунок якого наводиться в довідковій літературі для конкретного типу теплообмінного пристрою.

*Б. Вплив вологості і перегріву пари*

Всі вищезгадані формули були отримані для розрахунку тепловіддачі при плівковій конденсації сухої насиченої водяної пари (т.4 на рис. 5.1). Пара у теплообмінник може поступати, як в перегрітому (т.5 на рис. 5.1), так і у вологому насиченому стані (т.3 на рис. 5.1). Відмінність стану пари від сухого насиченого враховують при розрахунку теплового потоку фазового переходу, що входить в рівняння теплового балансу.

Для вологої насиченої водяної пари

,

де Q – тепловий потік від пари до стінки при конденсації, Вт; G – витрата конденсату, кг/с; r – прихована теплота паротворення, Дж/кг; x – міра сухості пари.

Для перегрітої пари

,

де  – питома теплота перегріву, Дж/кг; сп – теплоємність перегрітої пари, Дж/(кг·K);  і  – питомі ентальпії перегрітої пари (точка 5) і сухої насиченої водяної пари (точка 4), Дж/кг.

*В. Вплив газів, що не конденсуються, в парі*

Якщо у водяній парі присутні гази (наприклад, повітря), що не конденсуються, то тепловіддача різко знижується. В цьому випадку повітря на поверхні плівки конденсату створює повітряний прошарок, що перешкоджає конденсації пари (див. рис. 5.5). Експериментально отримано, що присутність в парі 1% повітря зменшує тепловіддачу приблизно в два рази. Тому повітря необхідно видаляти з теплообмінних апаратів.



Рис. 5.5. Схема конденсації суміші пару-повітря:

 – потік суміші;  – потік повітря;  – потік пари;

 – тиск суміші;  – тиск повітря;  – тиск пари

**5.2. Тепловіддача при кипінні рідин**

**Кипіння –** процес інтенсивного утворення пари усередині об'єму рідини при температурі насичення або вище за цю температуру.

При кипінні поглинається теплота фазового переходу, тому для здійснення стаціонарного процесу кипіння необхідно підводити теплоту (див. форм. (5.4)).

Розрізняють *поверхневе* і *об'ємне* кипіння. *Об'ємне* кипіння рідини зустрічається досить рідко (наприклад, при різкому зменшенні тиску) і, в цьому випадку, температура рідини стає більше температури насичення при даному тиску. У нашому курсі розглядатимемо лише теплообмін при кипінні на твердих поверхнях або *поверхневе* кипіння.

Процес кипіння залежить від граничних умов теплообміну, тиску середовища, фізичних властивостей рідини, пари і твердої стінки, стану твердої поверхні, геометрії системи, режиму руху рідини і так далі. Тому розробити математичну модель процесу кипіння не представляється можливим і всі відомості про механізм кипіння отримані дослідним шляхом. При цьому використовується наступна класифікація видів кипіння:

— по роду або режиму кипіння – бульбашкове або плівкове;

— за типом конвекції – при вільній (у великому об'ємі) або при вимушеній;

— по розташуванню поверхні кипіння – у вертикальної, похилої або горизонтальної поверхні;

— по характеру – нерозвинене, нестійке, розвинене.

В процесі тепловіддачі в киплячій рідині формується температурне поле (рис.5.6,б). При цьому рідина виявляється перегрітою вище температури насичення, відповідної до тиску в рідині.

При кипінні на твердих поверхнях можна виділити дві області з різною. за характером зміною температурного поля: тепловий пограничний шар і теплове ядро в рідині.

*Тепловий пограничний шар* – вельми тонкий шар рідини, прилеглий безпосередньо до поверхні стінки, в межах якого зосереджена практично вся зміна температури рідині: від температури поверхні до температури в ядрі потоку (див. рис. 5.6).

*Теплове ядро рідини* – вся остання рідина за межами теплового пограничного шару.

Залежно від конкретних умов теплообміну перегрів рідини поблизу стінки або перегрів стінки може складати величину 5 ÷ 35 °C. Річ у тому, що парові бульбашки зароджуються не в будь-якій точці поверхні теплообміну, а лише в, так званих, центрах паротворення – мікрозападинах (тріщинах, кавернах і тому подібне), в яких сила поверхневого натягнення рідини мінімальна.

Для того, щоб паровий міхур утворився в мікрозападині, необхідно, аби її розміри були більше деякого мінімального або критичного радіусу бульбашки:

, (5.25)

де  – сила поверхневого натягнення рідини при температурі насичення, Н/м;  – перепад тиску між парою в міхурі (pп) і рідиною, що оточує його (pн).



Рис.5.6. Приклад розподілу температури в об'ємі киплячої води

(Tw=111,80C, pн=1 бар):

а – картина процесу кипіння; б – розподіл температури; 1 – поверхня теплообміну (стінка); 2 – насичена водяна пара; 3 – поверхня води; 4 – спливаючі парові міхури; 5 – зовнішній кордон пограничного шару; Tпов.ж – температура поверхні рідини; Tw – температура поверхні теплообміну (стінки); Tн – температура насичення рідини при заданому тиску; pн – тиск насичення; δпс – товщина пограничного шару; Q – тепловий потік від стінки до води; Gп – масова витрата пари

Перепад тиску розраховують по формулі

, (5.26)

у якій r – прихована теплота паротворення, Дж/кг; pн – тиск насичення пари, Па;  – перепад температур між стінкою і рідиною ºC (K); Rг – газова постійна, Дж/(кг·К); Tн – температура насичення, К.

Відмітимо, що із збільшенням перегріву стінки  і зростанням тиску насичення pн критичний радіус парового міхура зменшується і западини менших розмірів можуть служити центрами паротворення, що у результаті наводить до інтенсифікації кипіння.

*Режими кипіння у великому об'ємі (крива кипіння)*

Для аналізу процесу кипіння широко використовується експериментально отримана залежність між щільністю теплового потоку (q), що підводиться до обігріваємої поверхні, і температурним перепадом , графік якої показаний на рис. 5.7. Цей графік в науково-технічній літературі називають "кривою кипіння". На цій кривій виділяють декілька інтервалів , відповідних різним режимам тепловіддачі, назва яких приведена в тексті, що пояснює рис. 5.7.



Рис. 5.7. Зміна щільності теплового потоку і коефіцієнта тепловіддачі від перегріву рідини в пограничному шарі:

1 – конвективна область без кипіння; 2 – область бульбашкового кипіння; 3 – перехідна область; 4 – область плівкового кипіння; 5 – ділянка плівкового кипіння із значною долею передачі тепла випромінюванням; кр1, кр2 – відповідно точки першої і другої криз кипіння

Бульбашковий режим кипіння спостерігається при значеннях , відповідних другій області на кривій кипіння. Радіус міжфазної поверхні бульбашки – зародок пропорційний розміру створюючої його мікрошорсткості на поверхні стінки. Тому на початку бульбашкового режиму кипіння, при незначному перегріві рідини, "працюють" лише крупні центри паротворення, оскільки бульбашки - зародки малих центрів паротворення мають радіус менше критичного. В цьому випадку відбувається нестійке або слаборозвинене бульбашкове кипіння. Із збільшенням перегріву рідини активізуються дрібніші центри паротворення, тому кількість міхурів, що утворюються, і частота їх відриву зростають. В результаті інтенсивність тепловіддачі надзвичайно швидко збільшується (див. рис. 5.7, область 2).

Інтенсивність тепловіддачі обумовлена термічним опором теплопровідності тонкої рідкої плівки, яка змочує тверду поверхню і знаходиться під областю парових міхурів. Із збільшенням кількості і частоти відриву міхурів рідкий прошарок руйнується (турбулізирується) і її термічний опір зменшується.

Коефіцієнт тепловіддачі (α) при розвиненому бульбашковому кипінні досягає десятків і навіть сотень тисяч Вт/(м2К) (при високих тисках). Це обумовлено великою питомою теплотою фазового переходу і інтенсивним перемішуванням рідини зростаючими бульбашками пари, що відриваються.

Режим бульбашкового кипіння забезпечує найбільш ефективну тепловіддачу. Цей режим кипіння застосовується в парогенераторах теплових і атомних електростанцій, при охолоджуванні двигунів, елементів конструкції енергетичних, металургійних і хімічних агрегатів, що працюють в умовах високих температур.

При подальшому збільшенні перегріву стінки рівному перегріву рідини в пограничному шарі () інтенсивність тепловіддачі, досягнувши максимуму в критичній точці "кр1", починає знижуватися (див. рис.5.7, область 3) із-за злиття все зростаючої кількості міхурів в парові плями. Площа парових плям зростає у міру збільшення ΔT і охоплює у результаті всю стінку, перетворюючись на суцільну парову плівку, що погано проводить теплоту. Таким чином, відбувається поступовий перехід від бульбашкового режиму кипіння до плівкового, що супроводжується зниженням інтенсивності тепловіддачі.

Початок такого переходу називають *першою кризою кипіння*. Під *кризою* розуміють корінну зміну механізму кипіння і тепловіддачі.

При подальшому збільшенні перегріву (ΔT) інтенсивність тепловіддачі, досягнувши мінімуму в другій критичній точці "кр2", знову починає зростати в області плівкового режиму кипіння (див. рис. 5.7, області 4 і 5). Таку зміну характеру впливу перегріву на тепловіддачу називають *другою кризою кипіння*.

У плівковому режимі кипіння суцільна плівка пари відтісняє рідину від поверхні, і умови теплообміну стабілізуються, а коефіцієнт тепловіддачі перестає знижуватися, залишаючись практично постійним. Тепловий потік згідно закону Ньютона (див. формулу 5.1) знову починає збільшуватися із-за зростання температурного натиску ΔT. Відмітимо, що збільшення теплового потоку в області розвиненого плівкового кипіння (при великих ΔT) відбуваєть-ся і із-за зростання перенесення теплоти випромінюванням в паровому прошарку.

Інтенсивність тепловіддачі при плівковому режимі кипіння вельми низька, що наводить до сильного перегріву поверхні теплообміну.

*Два види переходу від бульбашкового режиму до плівкового*

Залежно від граничних умов теплообміну на поверхні теплообміну перехід від бульбашкового режиму до плівкового може відбуватися, або слідуючи кривою кипіння (рис. 5.8, а), або стрибкоподібно (рис. 5.8, б). Поступовий перехід від розвиненого бульбашкового кипіння до плівкового має місце при регульованій температурі стінки (граничні умови I-го роду), а стрибкоподібний – при постійному тепловому потоці, що поступає від стінки до рідини (граничні умови II-го роду).

Для пояснення цього явища запишемо формулу для розрахунку щільності теплового потоку через тепловий пограничний шар (див. рис. 5.6):

, (5.27)

де  – перепад температур в пограничному шарі;  – термічний опір пограничного шару;  – товщина пограничного шару (див. рис. 5.6);  – коефіцієнт теплопровідності пограничного шару.

При заданій постійній температурі стінки (Tw) перепад температур () не залежить від процесу теплообміну. Тому, при збільшенні термічного опору пограничного шару в перехідної області унаслідок погіршення теплопровідних властивостей пристінного шару (), тепловий потік починає зменшуватися () (див. рис. 5.8, а).



а) ГУ I-го роду б) ГУ II-го роду

Рис. 5.8. Два види переходу від бульбашкового режиму кипіння до плівкового

При заданому постійному тепловому потоці () збільшення термічного опору () наводить до стрибкоподібного зростання перепаду температур в пограничному шарі () і, отже, до перегріву стінки () і можливого її руйнування.

При зниженні теплового навантаження перехід до бульбашкового кипіння станеться стрибком при мінімальному тепловому навантаженні.

*Розрахунок тепловіддачі при кипінні*

Всі формули розрахунку тепловіддачі при кипінні отримані на основі обробки багаточисельних експериментальних даних ученими різних наукових шкіл. Оскільки умови проведення досвіду у різних експериментаторів точно не збігалися, то і , розраховані по формулах різних авторів, можуть істотно відрізнятися. Тому нижче приведемо лише прості формою, але досить апробовані розрахункові формули по тепловіддачі при кипінні.

*А. Ьульбашковє кипіння у великому об'ємі*

Тепловіддача при бульбашковому режимі пропорційна кількості діючих центрів паротворення і частоті відриву міхурів, які, у свою чергу, пропорційні максимальному перегріву  рідини і тиску pн. Через це середній коефіцієнт тепловіддачі може бути розрахований по формулі

 (5.28)

або, виражаючи перепад температур із закону тепловіддачі Ньютона  і підставляючи у формулу (5.28), отримаємо:

, (5.29)

де C1, C2, k, z, m, n – коефіцієнти, отримані в результаті статистичної обробки експериментальних даних.; ΔT – перегрів стінки, 0С (K); рн – тиск насичення (зовнішній тиск рідини), бар; q – поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м2.

Для розрахунку тепловіддачі при кипінні води формули (5.28) і (5.29) набирають вигляду:

 (5.30)

. (5.31)

Формулу (5.30) використовують в розрахунках бульбашкового кипіння за граничних умов першого роду. В цьому випадку регульованою (заданою) величиною є температура стінки і, отже, перегрів рідини (ΔT), а формулу (5.31) застосовують в розрахунках кипіння за граничних умов другого роду (задана величина – щільність теплового потоку (q) на поверхні стінки). Визначивши  по формулі (5.31), нескладно знайти перегрів стінки (рідини в пограничному шарі) і температуру стінки:

 (5.32)

*Б. Плівковє кипіння у великому об'ємі*

Схема плівкового кипіння показана на рис. 5.9. З рисунка видно, що спостерігається аналогія процесів конденсації і плівкового кипіння.



Рис. 5.9. До розрахунку плівкового кипіння

Тому формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при плівковому кипінні мають вигляд:

— кипіння на вертикальній поверхні:

; (5.33)

— кипіння на горизонтальній трубі:

, (5.34)

де  - щільність, коефіцієнт теплопровідності і динамічний коефіцієнт в'язкості пари;  – щільність рідини; r – прихована теплота паротворення.

Як визначальна температура у формулах (5.33) і (5.34) прийнята темпера-тура насичення при даному тиску.

*В. Розрахунок першої кризи кипіння*

Розрахунок максимальної щільності теплового потоку при бульбашковому режимі кипіння (критичного теплового навантаження) проводять по формулі

, (5.35)

у якій  – сила поверхневого натягнення рідини;  – щільність рідини і пари; r – прихована теплота паротворення.

*Г. Розрахунок тепловіддачі при кипінні в трубах і каналах*

Тепловіддача при кипінні в трубах і каналах істотно відрізняється від тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі, тому що процес безперервного паротворення робить істотний вплив на гідродинаміку течії, а, отже, і на теплообмін. При кипінні в трубах з постійним підведенням теплоти відбувається безперервне збільшення парової і зменшення рідкої фази. Гідродинамічна структура двофазного потоку також залежить від розташування труб і каналів в просторі.

Зараз математичне моделювання течії і теплообміну двофазних потоків надзвичайно складне і трудомістке завдання, тому інформацію про рівень тепловіддачі при кипінні в трубах і каналах отримують з експерименту. На рис.5.10. зображена залежність коефіцієнта тепловіддачі залежно від щільності теплового потоку, що поступає на поверхню труби і швидкості течії двофазного флюїда. При малих швидкостях течії коефіцієнт тепловіддачі не залежить від швидкості, а залежить лише від теплового потоку (теплового навантаження), що поступає до пароводяної суміші (ділянка 1). В цьому випадку розрахунок тепловіддачі при кипінні в трубах аналогічний розрахунку при кипінні у великому об'ємі. При великих швидкостях двофазного потоку, навпаки, тепловіддача залежить лише від швидкості течії флюїда – спостерігається турбулентний режим конвективного теплообміну (ділянка 3). Існує і перехідна ділянка від режиму кипіння води у великому об'ємі до режиму конвективного теплообміну при турбулентній течії в трубах.

Методика розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при кипінні і русі двофазних потоків в трубах і каналах полягає в наступному. На першому етапі розрахунку знаходять коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі:

. (5.36)

Потім розраховують коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній турбулентній течії в трубах і каналах по критерійній формулі М.А. Міхєєва:

 і (5.37)

де d – внутрішній діаметр труби або еквівалентний діаметр каналу.

Як визначальну температуру у формулах (5.36) і (5.37) необхідно приймати температуру насичення при даному тиску.



Рис. 5.10. До розрахунку тепловіддачі при кипінні в трубах і каналах

Визначивши  і , остаточний розрахунок коефіцієнт тепловіддачі виконують таким чином:

а) якщо , то ;

б) якщо , то ;

в) якщо , то ,

де поправочний коефіцієнт на тепловіддачу при кипінні розраховується по формулі: . (5.38)